

### Sealing Arrangement

The invention concerns a sealing arrangement for hydraulic pistons or piston rods, comprising a U-cup of a viscoplastic synthetic material, a stationary machine part, and a movable machine part having an outer radius  $R$ , wherein the U-cup is disposed as a contacting joint under radial prestress between the stationary machine part and the movable machine part in a profiled section of the stationary machine part, wherein the U-cup has on its high-pressure side a radially outer and a radially inner sealing lip, wherein the stationary and the movable machine parts are separated on the low-pressure side by a sealing gap of a sealing gap width  $B$ , wherein, on the low-pressure side, an abutment surface of the U-cup abuts a radially oriented region of the profiled section, and wherein the U-cup has an inner radius and an outer radius.

Sealing arrangements of this type having U-cups are disclosed e.g. by H.K. Müller, "Abdichtung bewegter Maschinenteile" (Sealing of movable machine parts), Medienverlag Ursula Müller, Waiblingen 1990, pages 162 pp.

If a translatable movable machine part, e.g. a piston rod, shall be hydraulically moved in a stationary machine part, leakage of the force-transmitting hydraulic liquid, e.g. oil, must be prevented. For this purpose, U-cup rod seals are used in this connection.

A U-cup according to prior art consists substantially of a basic body with cuboid cross-section and two high-pressure side sealing lips. The U-cup rests firmly in a groove of the stationary machine part, wherein the groove generally has a rectangular cross-section. Hydraulic liquid may enter into the groove space from the high-pressure side from a gap between the movable and the stationary machine part. At least the radially outer sealing lip of the U-cup is supported on the groove bottom and at least its radially inner sealing lip is supported on the movable machine part, thereby subdividing the groove space and preventing spreading of the hydraulic liquid into the low-pressure part of the groove space.

When the hydraulic liquid is pressurized, the U-cup is subjected to external forces which press it to the groove walls and the movable machine part with an increased force, thereby increasing the sealing effect of the U-cup. However, the U-cup is thereby also

deformed. These deformations can damage the U-cup e.g. through abrasion of the U-cup material.

A separation, a so-called sealing gap, is also provided between the movable and the stationary machine parts on the low-pressure side. It is not possible to prevent conventional U-cups from being partially pressed into the sealing gap when they are deformed through pressurization, with the result that the U-cups are rapidly worn.

In contrast thereto, it is the underlying purpose of the present invention to provide a sealing arrangement on the basis of a U-cup rod seal with improved wear resistance.

This object is achieved in accordance with the invention in an above presented sealing arrangement in that both in the unpressurized and in the pressurized state, the inner radius of the U-cup in the region of the abutment surface is larger than the sum of  $R$  and  $B$ .

In the inventive sealing arrangement there is, in all pressure states, a separation between the end of the sealing gap facing the groove and an outer edge of the U-cup facing the sealing gap. Even upon pressurization of up to 400 bars, the U-cup remains completely in the groove (=profiled region of the stationary machine part) and is not extruded into the sealing gap. In cross-section, there always remains a space between the radially oriented region of the profiled section (i.e. the groove wall on the low-pressure side extending perpendicularly to the U-cup axis), the movable machine part and the U-cup. The inventive teaching prevents abrasion between the U-cup and the edges of the sealing gap thereby greatly reducing premature wear of the U-cup.

The sealing gap width  $B$  is determined at the transition between the sealing gap and the profiled section of the stationary machine part on the low-pressure side  $N$ .

One embodiment of the inventive sealing arrangement is particularly preferred, wherein, in the unpressurized state, the inner radius of the U-cup decreases, in particular continuously, from the low pressure side  $N$  towards the inner sealing lip in a region around the abutment surface. With locally increasing axial separation between the abutment surface and the sealing gap, the U-cup approaches the movable machine part to ensure that the U-cup is as compact and stable as possible. A continuous progression prevents tension peaks in the U-cup upon pressurization, which could damage the U-cup through cracks or plastic deformation.

In a further development of this embodiment, in the unpressurized state, the inner radius of the U-cup decreases continuously, in particular like a cone, from the low-pressure side towards the inner sealing lip in a region from the abutment surface to the inner sealing lip. This produces additional space for deformation of the U-cup under pressurization. This prevents premature pressing of the U-cup against the movable machine section which would cause friction.

In another preferred embodiment, in the unpressurized state, an outer edge of the U-cup is formed convex, in particular like a circular arc, in a region facing the sealing gap. This enhances the backflow of hydraulic liquid into the high-pressure region.

In another preferred embodiment of the inventive sealing arrangement, the U-cup has an outer surface facing away from the movable machine part, wherein the outer surface is curved concavely in the unpressurized state to produce space for the U-cup to expand towards the groove bottom during pressurization. This prevents premature exertion of pressure by the U-cup on the movable machine section which would cause friction.

One embodiment is also advantageous, wherein, in the unpressurized state, the outer radius of the U-cup increases, in particular continuously, from the low-pressure side N towards the outer sealing lip in a region around the abutment surface. This provides space between the low-pressure side radially oriented region of the profiled section, the groove bottom and the outer edge of the U-cup which serves as expansion space for the U-cup when pressure is exerted. This also prevents a premature exertion of pressure by the U-cup on the movable machine section which would cause friction.

In another advantageous embodiment, the U-cup has an outer surface facing away from the movable machine part, and, in the unpressurized state, an outer edge of the U-cup is formed convex, in particular, like a circular arc, in the transition region between abutment surface and outer surface. The convex shape prevents tension peaks during deformation of the U-cup, in particular upon its abutment on the groove walls.

One embodiment of the inventive sealing arrangement is particularly preferred which is characterized in that the U-cup has an inner surface facing the movable machine part, the inner surface has several lubrication bore reliefs formed as recesses in the inner surface of the U-cup, and the radial depth of the recesses decreases from the low-pressure side of the U-cup towards the inner sealing lip. Due to a relative motion of the moved and the stationary machine part, small amounts of hydraulic liquid are dragged from the high-pressure region into the low-pressure region. The recesses on the inner

surface improve the backflow of the hydraulic liquid into the high-pressure region and therefore reduce the leakage rate.

Finally, in an advantageous embodiment, the U-cup has an inner surface facing the movable machine part, and the inner surface has microstructures, in particular calotte shells. This improves the capacity of dragging back hydraulic oil and prevents flat abutment of the U-cup on the movable machine part.

Further advantages of the invention can be extracted from the description and the drawing. The features mentioned above and below can be used in accordance with the invention either individually or collectively in arbitrary combination. The embodiments shown and described are not to be understood as exhaustive enumeration but have exemplary character for describing the invention.

The invention is shown in the drawing and explained in more detail with reference to an embodiment.

The single figure shows a schematic cross-section of an embodiment of the inventive sealing arrangement.

The figure shows a cross-section of an embodiment of an inventive sealing arrangement in the unpressurized (i.e. largely undeformed) state, comprising a movable machine part 1 which is herein formed as cylindrical piston rod, a stationary machine part 2 and a U-cup 3. The U-cup 3 is associated with an axis 26 with respect to which the U-cup 3 is approximately rotationally symmetrical. The axis 26 coincides with the cylindrical axis of the movable machine part 1. The stationary machine component 2 has a profiled section which is formed as groove 4 having a square cross-section. The U-cup 3 is disposed in the groove 4, wherein, due to radial prestress, i.e. pressure of the U-cup 3 against a groove bottom 5, a sliding motion of the U-cup 3 in the groove 4 is eliminated due to frictional adhesion. The U-cup 3 is formed from a viscoplastic synthetic material, such as polyurethane.

On the high-pressure side (high-pressure side H, on the right hand side in the figure) the U-cup 3 has a radially outer sealing lip 6 and a radially inner sealing lip 7. The outer sealing lip 6 thereby presses on the groove bottom 5 in the region 8. The inner sealing lip 7 presses, in particular with the sealing edge 9, on the movable machine part 1. A high-pressure part 10 of the groove 4 is thereby separated from the remaining part of the groove 4. The high-pressure side part 10 is filled with a hydraulic liquid which can flow through a useful gap 11 into the high-pressure side part 10 of the groove 4. The

hydraulic liquid produces a pressure of between 0 and 400 bar on the high-pressure side H. This pressure can displace the movable machine part 1 in the direction of the arrow 12. At the same time, the pressure of the hydraulic liquid is also applied to the outer edges of the U-cup 3 which face the high-pressure side part 10 of the groove 4, by means of which the U-cup 3 can be deformed.

At atmospheric pressure, an abutment surface 13 of the U-cup 3 abuts a radially oriented region 14 of the groove 4 on the low-pressure side (low-pressure side N on the left-hand side in the figure). The radially oriented region 14 is a side wall of the groove 4 in this case. The abutment surface 13 covers only a central part of the radially oriented region 14.

The movable machine part 1 and the stationary machine part 2 are separated by a sealing gap 15 on the low-pressure side. The sealing gap 15 is associated with a sealing gap width B which designates the separation between the movable and the stationary machine part. In addition to the sealing gap width B, the edge on the low-pressure side groove side is broken, chamfered. This produces a passage opening 16 in the groove 4 which leads to the sealing gap 15. It is to be noted that the passage opening 16 is actually a three-dimensional annular gap.

If the sealing gap 15 is enlarged at its opening into the groove 4 via a passage opening 16, the inventive U-cup 3 is preferably designed such that it has a larger inner radius in the region of the abutment surface 13 than the sum of R, B and the enlargement generated by the passage opening 16 in the unpressurized and also in the pressurized state. The enlargement is the radial extension of the inclined surface from the passage opening 16.

In accordance with the invention, the passage opening 16 is not covered, in particular not even partially, by the U-cup 3, neither in the shown unpressurized state nor in the pressurized state when the U-cup 3 is deformed. In the region of abutment on the radially oriented region 14, the lower edge of the U-cup 3, i.e. the radially inner edge of the abutment surface 13, is disposed radially further outwards (at the top in the figure) than the radially outer edge of the passage opening 16. With other words, the inner radius of the U-cup 4 in the region of the abutment surface 13 is larger than the sum of the outer radius R of the movable machine part 1 and the sealing gap width B plus the enlargement. A space 17 remains between the outer edge 18 of the U-cup 3 facing the sealing gap 15 and the passage opening 16. The outer edge 18 of the U-cup 3 has the shape of a circular arc. The space 17 prevents bulging of the U-cup 3 into the passage

opening 16 or even deeper into the sealing gap 15 at the predetermined maximum pressure of approximately 400 bar, which reduces wear or damage to the U-cup 3.

In the unpressurized state, a further space 19 is provided in the transition region of the radially oriented region 14 of the groove 4 and groove bottom 5 relative to an opposite outer edge 20 of the U-cup 3. The outer edge 20 is set back relative to the groove walls to provide an expansion space in case of pressurization. The expansion of the U-cup 3 into this space 19 is advantageous since it reduces the pressure of the U-cup 3 onto the movable machine part 1 close to the low-pressure side N, thereby reducing friction in case the rod is extended (=the movable machine part 1 moves in the direction of arrow 12). The outer edge 20 of the U-cup 3 is curved in the shape of a circular arc.

An outer surface 21 of the U-cup 3 facing the groove bottom 5 has a concave curvature which also generates a space 22 between the outer surface 21 of the U-cup 3 and the groove bottom 5.

A further space 23 is provided through a conical extension of an inner surface 24 of the U-cup 3 facing the movable machine part 1. This space 23 serves as an expansion chamber for the U-cup 3 to reduce pressure on the movable machine part 1, and on the other hand, the space 23 also merges into the space 17, thereby preventing the U-cup 3 from entering (extrusion) into the passage opening 16.

If the movable machine part 1 is moved against the direction of arrow 12, hydraulic liquid disposed on the surface of the movable machine part 1 shall be dragged from the low pressure region to the high-pressure region. To support this behavior, the inner surface 24 of the U-cup 3 has recesses 25 as lubrication bore reliefs which are disposed at regular intervals along the inner periphery of the U-cup 3. These recesses 25 have depths which decrease in the direction towards the high-pressure side H. Microstructures, such as calotte shells, may be disposed on the inner surface 24, too, which improve the sliding behavior of the U-cup 3 on the movable machine part 1.

In a U-cup based seal of a rod, the basic body of the U-cup 3 is recessed relative to a rectangular cross-sectional shape in the region of a radially inner side outer edge 18 on the low pressure side in order to obtain a space 17 between the U-cup 3 and the opening, i.e. the passage opening 16 of a sealing gap 15, leading into a rectangular groove 4 guiding the U-cup 3. This space 17 remains at least partially even upon pressurization such that the U-cup 3 remains completely in the groove 4 when pressure is exerted and is not extruded into the sealing gap 15. This considerably reduces wear or defects of the U-cup 3.

## Claims

1. Sealing arrangement for hydraulic pistons or piston rods, comprising a U-cup (3) of a viscoplastic synthetic material, a stationary machine part (2) and a movable machine part (1) with an outer radius  $R$ , wherein the U-cup (3) is disposed as a contacting joint under radial prestress between the stationary machine part (2) and the movable machine part (1) in a profiled section of the stationary machine part (2), wherein the U-cup has a radially outer and a radially inner sealing lip (6, 7) on the high-pressure side, wherein the stationary and the movable machine part (2, 1) are separated on the low-pressure side by a sealing gap (15) of a sealing gap width  $B$ , wherein an abutment surface (13) of the U-cup (3) abuts a radially oriented region (14) of the profiled section on the low-pressure side, wherein the U-cup (3) has an inner radius and an outer radius, characterized in that both in the unpressurized state and in the pressurized state, the inner radius of the U-cup (3) in the region of the abutment surface (13) is larger than the sum of  $R$  and  $B$ .
2. Sealing arrangement according to claim 1, characterized in that in the unpressurized state, the inner radius of the U-cup (3) decreases, in particular continuously, from the low-pressure side  $N$  towards the inner sealing lip (7) in a region around the abutment surface (13).
3. Sealing arrangement according to claim 2, characterized in that in the unpressurized state, the inner radius of the U-cup (3) decreases continuously, in particular like a cone, from the low-pressure side  $N$  towards the inner sealing lip (7) in a region from the abutment surface (13) to the inner sealing lip (7).
4. Sealing arrangement according to any one of the preceding claims, characterized in that in the unpressurized state, an outer edge (18) of the U-cup (3) is formed convex, in particular like a circular arc, in a region facing the sealing gap (15).
5. Sealing arrangement according to any one of the preceding claims, characterized in that the U-cup (3) has an outer surface (21) facing away from the movable machine part (1), wherein the outer surface (21) is curved concavely in the unpressurized state.

6. Sealing arrangement according to any one of the preceding claims, characterized in that in the unpressurized state, the outer radius of the U-cup (3) increases, in particular continuously, from the low-pressure side N towards the outer sealing lip (6) in a region around the abutment surface (13).
7. Sealing arrangement according to any one of the preceding claims, characterized in that the U-cup (3) has an outer surface (21) facing away from the movable machine part (1), and that in the unpressurized state, an outer edge (20) of the U-cup (3) is formed convex, in particular like a circular arc, in the transition region of abutment surface (13) and outer surface (21).
8. Sealing arrangement according to any one of the preceding claims, characterized in that the U-cup (3) has an inner surface (24) facing the movable machine part (1), the inner surface (24) has several lubrication bore reliefs which are formed as recesses (25) in the inner surface (24) of the U-cup, and the radial depth of the recesses (25) decreases from the low-pressure side N of the U-cup (3) towards the inner sealing lip (7).
9. Sealing arrangement according to any one of the preceding claims, characterized in that the U-cup (3) has an inner surface (24) facing the movable machine part (1), and the inner surface (24) has microstructures, in particular calotte shells.



### Abstract

In a U-cup based seal of a rod, the basic body of the U-cup 3 is recessed relative to a square cross-sectional shape in the region of a radially inner outer edge 18 on the low pressure side in order to obtain a space 17 between the U-cup 3 and the opening, i.e. the passage opening 16 of a sealing gap 15, leading into a rectangular groove 4 guiding the U-cup 3. This space 17 remains at least partially also upon pressurization such that the U-cup 3 completely remains in the groove 4 upon pressurization and is not extruded into the sealing gap 15. This considerably reduces wear of the U-cup 3.



5

10

15

### Dichtungsanordnung

Die Erfindung betrifft eine Dichtungsanordnung für hydraulische Kolben oder Kolbenstangen, mit einem Nutring aus einem zähelastischen Kunststoff, einem ruhenden Maschinenteil und einem beweglichen Maschinenteil mit einem Außenradius  $R$ , wobei der Nutring als Berührungsdichtung zwischen dem ruhenden Maschinenteil und dem beweglichen Maschinenteil unter radialer Vorspannung in einem profilierten Abschnitt des ruhenden Maschinenteils angeordnet ist, wobei der Nutring hochdruckseitig eine radial äußere und eine radial innere Dichtlippe aufweist, wobei das ruhende und das bewegliche Maschinenteil niederdruckseitig durch einen Dichtspalt der Dichtspaltbreite  $B$  beabstandet sind, wobei der Nutring niederdruckseitig mit einer Anlagefläche an einem radial orientierten Bereich des profilierten Abschnitts anliegt, und wobei der Nutring einen Innenradius und einen Außenradius aufweist.

Gattungsgemäße Dichtungsanordnungen mit Nutringen sind beispielsweise durch H. K. Müller, Abdichtung bewegter Maschinenteile, Medienverlag Ursula Müller, Waiblingen 1990, Seite 162 ff, bekannt geworden.

- 5 Soll ein translatorisch bewegliches Maschinenteil, etwa eine Kolbenstange, in einem ruhenden Maschinenteil hydraulisch bewegt werden, so ist es notwendig, die kraftübertragende Hydraulikflüssigkeit, etwa ein Öl, am Austritt zu hindern. Dazu werden Nutring-Stangendichtungen eingesetzt.
- 10 Ein Nutring nach dem Stand der Technik besteht im wesentlichen aus einem Grundkörper mit quaderförmigem Querschnitt und zwei hochdruckseitigen Dichtlippen. Der Nutring liegt fest in einer Nut des ruhenden Maschinenteils, wobei die Nut in aller Regel einen rechteckförmigem Querschnitt aufweist. Aus einem Zwischenraum zwischen beweglichem und ruhendem
- 15 Maschinenteil kann von der Hochdruckseite her Hydraulikflüssigkeit in den Nutraum eindringen. Der Nutring liegt zumindest mit seiner radial äußeren Dichtlippe am Nutgrund und zumindest mit seiner radial inneren Dichtlippe am beweglichen Maschinenteil auf, wodurch der Nutraum unterteilt wird und eine Ausbreitung der Hydraulikflüssigkeit in den niederdruckseitigen Teil des
- 20 Nutraums vermieden wird.

Während einer Druckbeaufschlagung der Hydraulikflüssigkeit erfährt der Nutring äußere Kräfte, die ihn verstärkt an die Nutwandungen und das bewegliche Maschinenteil pressen, wodurch die Dichtwirkung des Nutrings

25 gesteigert wird. Der Nutring wird dabei allerdings auch verformt. Diese Verformungen können zu einer Beschädigung des Nutrings führen, etwa durch Abrieb von Nutringmaterial.

Zwischen dem beweglichen und dem ruhenden Maschinenteil ist auch auf der

30 Niederdruckseite ein Abstand, ein sogenannter Dichtspalt, vorgesehen. Es ist nicht auszuschließen, dass herkömmliche Nutringe möglicherweise bei Verformungen durch Druckbeaufschlagung teilweise in den Dichtspalt gepresst werden, wodurch die Nutringe schnell verschleifen.

Aufgabe der vorliegenden Erfindung ist es demgegenüber, eine Dichtungsanordnung auf Basis einer Nutring-Stangendichtung vorzustellen, die eine verbesserte Verschleißbeständigkeit aufweist.

- 5 Erfindungsgemäß wird diese Aufgabe bei einer eingangs vorgestellten Dichtungsanordnung dadurch gelöst, dass sowohl im drucklosen Zustand als auch im druckbeaufschlagten Zustand der Innenradius des Nutrings im Bereich der Anlagefläche größer ist als die Summe von  $R$  und  $B$ .
- 10 Bei der erfindungsgemäßen Dichtungsanordnung besteht in allen Druckzuständen ein Abstand zwischen dem nutzugewandten Ende des Dichtungsspalt und einer dem Dichtspalt zugewandten Außenkante des Nutrings. Auch bei Druckbeaufschlagung bis 400 bar bleibt der Nutring vollständig in der Nut (=profilierter Bereich des ruhenden Maschinenteils)
- 15 und wird nicht in den Dichtungsspalt extrudiert. Im Querschnitt bleibt also stets ein Freiraum zwischen dem radial orientierten Bereich des profilierten Abschnitts (d.h. der senkrecht zur Nutringachse verlaufenden niederdruckseitigen Nutwand), dem beweglichen Maschinenteil und dem Nutring. Durch die erfindungsgemäße Lehre wird ein Abrieb zwischen dem
- 20 Nutring und den Kanten des Dichtspaltes vermieden, wodurch der vorzeitige Verschleiß des Nutrings stark vermindert wird.

- Die Dichtspaltbreite  $B$  wird am Übergang des Dichtspalts zum profilierten Abschnitt des ruhenden Maschinenteils auf der Niederdruckseite  $N$
- 25 bestimmt.

- Besonders bevorzugt wird eine Ausführungsform der erfindungsgemäßen Dichtungsanordnung, bei der sich im drucklosen Zustand der Innenradius des Nutrings von der Niederdruckseite  $N$  zur inneren Dichtlippe hin in einem
- 30 Bereich um die Anlagefläche verkleinert, insbesondere stetig verkleinert. Mit von der Anlagefläche aus lokal zunehmender achsialer Entfernung vom Dichtspalt wird der Nutring dem beweglichen Maschinenteil angenähert, um einen möglichst massiven und damit stabilen Nutring zu gewährleisten. Ein

stetiger Verlauf vermeidet Spannungsspitzen im Nutring bei Druckbeaufschlagung, die zu Beschädigungen des Nutrings durch Risse oder plastische Verformung führen können.

- 5 Eine Weiterbildung dieser Ausführungsform sieht vor, dass sich im drucklosen Zustand der Innenradius des Nutrings von der Niederdruckseite zur inneren Dichtlippe hin in einem Bereich von der Anlagefläche bis zur inneren Dichtlippe stetig verkleinert, insbesondere konusförmig. Dies schafft zusätzlichen Freiraum für die Verformung des Nutrings unter
- 10 Druckbeaufschlagung. Dadurch wird ein frühzeitiges Anpressen des Nutrings an den beweglichen Maschinenabschnitt, welches Reibung verursachen würde, vermieden.

- Eine andere, bevorzugte Ausführungsform sieht vor, dass im drucklosen
- 15 Zustand eine Außenkante des Nutrings in einem dem Dichtspalt zugewandten Bereich konvex, insbesondere kreisbogenförmig ausgebildet ist. Dadurch wird das Rückschleppen von Hydraulikflüssigkeit in den Hochdruckbereich verstärkt.

- 20 Bevorzugt ist weiterhin eine Ausführungsform der erfindungsgemäßen Dichtungsanordnung, bei der der Nutring eine dem beweglichen Maschinenteil abgewandte Außenfläche aufweist, die im drucklosen Zustand konkav gekrümmt ist. Dadurch wird Expansionsraum für den Nutring auf den Nutgrund zu während der Druckbeaufschlagung geschaffen. So wird ein
- 25 frühzeitiges Anpressen des Nutrings an den beweglichen Maschinenabschnitt, welches Reibung verursachen würde, vermieden.

- Weiterhin vorteilhaft ist eine Ausführungsform, bei der sich im drucklosen Zustand der Außenradius des Nutrings von der Niederdruckseite N zur
- 30 äußeren Dichtlippe hin in einem Bereich um die Anlagefläche vergrößert, insbesondere stetig vergrößert. Dadurch wird ein Freiraum zwischen dem niederdruckseitigen radial orientierten Bereich des profilierten Abschnitts, dem Nutgrund und der Außenkante des Nutrings geschaffen, der bei

Druckbeaufschlagung als Expansionsraum für den Nutring dient. Auch dadurch wird ein frühzeitiges Anpressen des Nutrings an den beweglichen Maschinenabschnitt, welches Reibung verursachen würde, vermieden.

- 5 Eine andere, vorteilhafte Ausführungsform sieht vor, dass der Nutring eine dem beweglichen Maschinenteil abgewandte Außenfläche aufweist, und dass im drucklosen Zustand eine Außenkante des Nutrings im Übergangsbereich von Anlagefläche und Außenfläche konvex, insbesondere kreisbogenförmig, ausgebildet ist. Die konvexe form vermeidet
- 10 Spannungsspitzen bei der Ausformung des Nutrings, insbesondere bei dessen Anlage an die Nutwände.

- Besonders bevorzugt ist eine Ausführungsform der erfindungsgemäßen Dichtungsanordnung, die dadurch gekennzeichnet ist, dass der Nutring eine
- 15 dem beweglichen Maschinenteil zugewandte Innenfläche aufweist, dass die Innenfläche mehrere Schmiertaschen aufweist, die als Ausnehmungen in der Innenfläche des Nutrings ausgebildet sind, und dass die radiale Tiefe der Ausnehmungen von der Niederdruckseite des Nutrings zur inneren Dichtlippe hin abnimmt. In Folge der Relativbewegung von bewegtem und
- 20 ruhendem Maschinenteil werden geringe Mengen an Hydraulikflüssigkeit aus dem Hochdruckbereich in den Niederdruckbereich ausgeschleppt. Durch die Ausnehmungen an der Innenfläche wird eine verbesserte Rückschleppung von Hydraulikflüssigkeit in den Hochdruckbereich und damit eine verringerte Leckrate erreicht.

- 25 Schließlich ist bei einer vorteilhaften Ausführungsform vorgesehen, dass der Nutring eine dem beweglichen Maschinenteil zugewandte Innenfläche aufweist, und dass die Innenfläche Mikrostrukturen, insbesondere Kugelkalotten, aufweist. Dadurch wird die Rückschleppfähigkeit für
- 30 Hydrauliköl verbessert und ein flächiges Anlegen des Nutrings am beweglichen Maschinenteil verhindert.

Weitere Vorteile der Erfindung ergeben sich aus der Beschreibung und der

Zeichnung. Ebenso können die vorstehend genannten und die noch weiter ausgeführten Merkmale erfindungsgemäß jeweils einzeln für sich oder zu mehreren in beliebigen Kombinationen Verwendung finden. Die gezeigten und beschriebenen Ausführungsformen sind nicht als abschließende Aufzählung zu verstehen, sondern haben vielmehr beispielhaften Charakter für die  
 5 Schilderung der Erfindung.

Die Erfindung ist in der Zeichnung dargestellt und wird anhand eines Ausführungsbeispiels näher erläutert. Es zeigt die einzige Figur  
 10 einen schematischen Querschnitt einer Ausführungsform der erfindungsgemäßen Dichtanordnung.

In der **Figur** dargestellt ist ein Querschnitt einer Ausführungsform einer erfindungsgemäßen Dichtanordnung im drucklosen (d.h. weitgehend  
 15 deformationsfreien) Zustand, mit einem beweglichen Maschinenteil 1, das hier als zylinderförmige Kolbenstange ausgeführt ist, mit einem ruhenden Maschinenteil 2 und einem Nutring 3. Zum Nutring 3 gehört eine Achse 26, bezüglich der der Nutring 3 näherungsweise rotationssymmetrisch ist; die  
 20 Achse 26 fällt mit der Zylinderachse des beweglichen Maschinenteils 1 zusammen. Das ruhende Maschinenbauteil 2 weist einen profilierten Abschnitt auf, der als im Querschnitt rechteckförmige Nut 4 ausgeführt ist. Der Nutring 3 ist in der Nut 4 angeordnet, wobei aufgrund von radialer Vorspannung, d.h. von Druck des Nutrings 3 gegen einen Nutgrund 5, eine Gleitbewegung des  
 25 Nutrings 3 in der Nut 4 aufgrund von Haftreibung ausgeschlossen ist. Der Nutring 3 ist aus einem zähelastischen Kunststoff, etwa Polyurethan, gefertigt.

Der Nutring 3 weist hochdruckseitig (Hochdruckseite H, in der Figur rechts) eine radial äußere Dichtlippe 6 und eine radial innere Dichtlippe 7 auf. Die äußere  
 30 Dichtlippe 6 drückt dabei im Bereich 8 auf den Nutgrund 5. Die innere Dichtlippe 7 drückt, insbesondere mit der Dichtkante 9, auf das bewegliche Maschinenteil 1. Dadurch wird ein hochdruckseitiger Teil 10 der Nut 4 vom übrigen Teil der Nut 4 abgetrennt. Der hochdruckseitige Teil 10 ist mit einer



- Hydraulikflüssigkeit befüllt, welche durch einen Nutspalt 11 in den hochdruckseitigen Teil 10 der Nut 4 einströmen kann. Mit der Hydraulikflüssigkeit wird auf der Hochdruckseite H ein Druck zwischen 0 und 400 bar aufgebracht. Dieser Druck kann das bewegliche Maschinenteil 1 in Pfeilrichtung 12 verschieben. Gleichzeitig liegt der Druck der Hydraulikflüssigkeit auch an den Außenkanten des Nutrings 3, die dem hochdruckseitigen Teil 10 der Nut 4 zugewandt sind, an, wodurch der Nutring 3 verformt werden kann.
- 10 Niederdruckseitig (Niederdruckseite N, in der Figur links) bei Atmosphärendruck liegt der Nutring 3 mit einer Anlagefläche 13 an einem radial orientierten Bereich 14 der Nut 4 an. Der radial orientierte Bereich 14 ist hier eine Seitenwand der Nut 4. Die Anlagefläche 13 bedeckt dabei aber nur einen mittleren Teil des radial orientierten Bereichs 14.
- 15 Niederdruckseitig sind das bewegliche Maschinenteil 1 und das ruhende Maschinenteil 2 durch einen Dichtspalt 15 beabstandet. Dem Dichtspalt 15 wird eine Dichtspaltbreite B zugeordnet, die den Abstand zwischen dem beweglichen und dem ruhenden Maschinenteil bezeichnet. Zusätzlich zur
- 20 Dichtspaltbreite B ist in der Figur die Kante an der niederdruckseitigen Nutflanke gebrochen, angephast. Deshalb ergibt sich eine Durchgangsöffnung 16 in der Nut 4, welche zum Dichtspalt 15 führt. Man beachte, dass die Durchgangsöffnung 16 tatsächlich in drei Dimensionen ein ringförmiger Spalt ist.
- 25 Ist der Dichtspalt 15 an seiner Mündung in der Nut 4 über eine Durchgangsöffnung 16 erweitert, so ist der erfindungsgemäße Nutring 3 bevorzugt derart ausgelegt, dass er im drucklosen wie auch im druckbeaufschlagten Zustand einen größeren Innenradius im Bereich der
- 30 Anlagefläche 13 aufweist als die Summe von R und B sowie der Vergrößerung, die durch die Durchgangsöffnung 16 erzeugt wird. Die Vergrößerung ist die radiale Erstreckung der Schrägfläche von der Durchgangsöffnung 16.

Erfindungsgemäß wird die Durchgangsöffnung 16 weder im gezeigten drucklosen Zustand, noch im druckbeaufschlagten Zustand bei verformtem Nutring 3 vom Nutring 3 überdeckt, insbesondere auch nicht teilweise. Die Unterkante des Nutrings 3 im Bereich der Anlage an den radial orientierten Bereich 14, d.h. die radial innere Kante der Anlagefläche 13, liegt radial weiter  
 5 außen (oben in der Figur) als die radial außen liegende Kante der Durchgangsöffnung 16. Anders ausgedrückt ist der Innenradius des Nutrings 4 im Bereich der Anlagefläche 13 größer als die Summe des Außenradius  $R$  des beweglichen Maschinenteils 1 und der Dichtspaltbreite  $B$  zuzüglich der  
 10 Vergrößerung. Es bleibt ein Freiraum 17 zwischen der dem Dichtspalt 15 zugewandten Außenkante 18 des Nutrings 3 und der Durchgangsöffnung 16. Die Außenkante 18 des Nutrings 4 ist kreisbogenförmig ausgeführt. Durch den Freiraum 17 wird eine Auswölbung des Nutrings 3 in die Durchgangsöffnung 16 oder gar tiefer in den Dichtspalt 15 bei dem vorgesehenen Maximaldruck von  
 15 ca. 400 bar vermieden, was den Verschleiß bzw. eine Beschädigung am Nutring 3 verringert.

Im drucklosen Zustand ist ein weiterer Freiraum 19 im Übergangsbereich von radial orientiertem Bereich 14 der Nut 4 und dem Nutgrund 5 gegenüber einer  
 20 gegenüberliegenden Außenkante 20 des Nutrings 3 vorgesehen. Die Außenkante 20 ist gegenüber den Nutwänden zurückgesetzt, um einen Expansionsraum im Falle der Druckbeaufschlagung zur Verfügung zu stellen. Die Expansion des Nutrings 3 in diesen Freiraum 19 ist vorteilhaft, da dadurch der Druck des Nutrings 3 auf das bewegliche Maschinenteil 1 nahe der  
 25 Niederdruckseite  $N$  verringert wird und damit Reibung im Falle einer ausfahrenden Stange (=das bewegliche Maschinenteil 1 bewegt sich in Pfeilrichtung 12) verringert wird. Die Außenkante 20 des Nutrings 3 ist kreisbogenförmig gekrümmt.

30 Eine dem Nutgrund 5 zugewandte Außenfläche 21 des Nutrings 3 besitzt eine konkave Krümmung, durch die ebenfalls ein Freiraum 22 zwischen der Außenfläche 21 des Nutrings 3 und dem Nutgrund 5 entsteht.

Ein weiterer Freiraum 23 ist durch einen konischen Verlauf einer dem beweglichen Maschinenteil 1 zugewandten Innenfläche 24 des Nutrings 3 vorgesehen. Dieser Freiraum 23 dient einerseits als Expansionsraum für den Nutring 3 zur Verringerung von Druck auf das bewegliche Maschinenteil 1, zum  
 5 anderen geht der Freiraum 23 auch in den Freiraum 17 über und schützt so den Nutring 3 vor einem Eindringen (Extrusion) in die Durchgangsöffnung 16.

Wird das bewegliche Maschinenteil 1 entgegen Pfeilrichtung 12 verfahren, so soll auf der Oberfläche des beweglichen Maschinenteils 1 befindliche  
 10 Hydraulikflüssigkeit vom Niederdruckbereich in den Hochdruckbereich eingeschleppt werden. Zur Förderung eines solchen Verhaltens weist die Innenfläche 24 des Nutrings 3 Ausnehmungen 25 als Schmiertaschen auf, die in regelmäßigen Abständen entlang des inneren Umfangs des Nutrings 3 angeordnet sind. Diese Ausnehmungen 25 besitzen in Richtung auf die  
 15 Hochdruckseite H hin abnehmende Tiefen. Ebenso können an der Innenfläche 24 Mikrostrukturen, wie Kugelkalotten, angeordnet sein, die das Gleitverhalten des Nutrings 3 auf dem beweglichen Maschinenteil 1 verbessern.

Bei einer Nutring-Stangendichtung ist der Grundkörper des Nutrings 3  
 20 gegenüber einer rechteckigen Querschnittsform im Bereich einer radial inneren, niederdruckseitigen Außenkante 18 zurückgesetzt, um einen Freiraum 17 zwischen dem Nutring 3 und der Mündung, d.h. der Durchgangsöffnung 16 eines Dichtspalts 15 in eine den Nutring 3 führende rechteckförmige Nut 4 zu erhalten. Dieser Freiraum 17 bleibt auch bei Druckbeaufschlagung zumindest  
 25 teilweise erhalten, so dass der Nutring 3 bei Druckbeaufschlagung vollständig in der Nut 4 verbleibt und nicht in den Dichtspalt 15 extrudiert wird. Dadurch kann der Verschleiß bzw. Defekte am Nutring 3 erheblich reduziert werden.

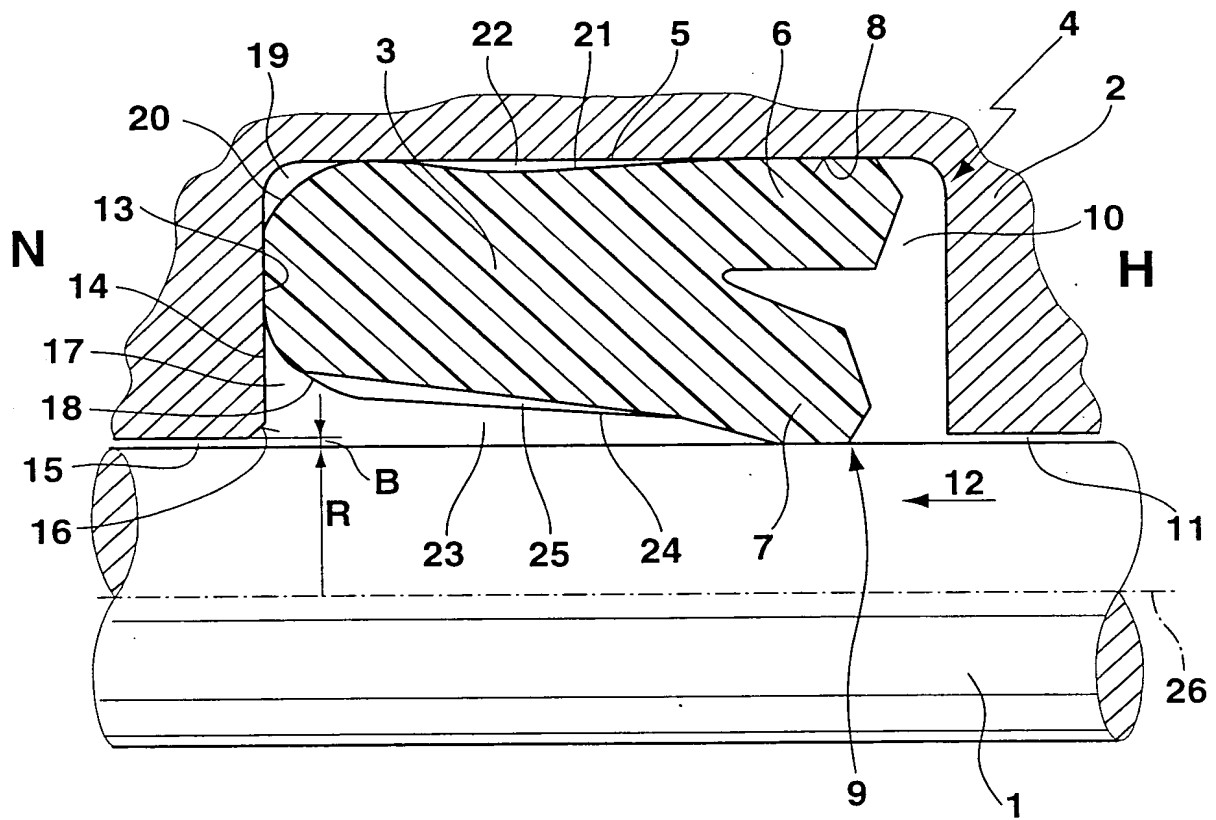
### Patentansprüche

- 5 1. Dichtungsanordnung für hydraulische Kolben oder Kolbenstangen,  
mit einem Nutring (3) aus einem zähelelastischen Kunststoff, einem  
ruhenden Maschinenteil (2) und einem beweglichen Maschinenteil (1) mit  
einem Außenradius  $R$ ,  
wobei der Nutring (3) als Berührungsdichtung zwischen dem ruhenden  
Maschinenteil (2) und dem beweglichen Maschinenteil (1) unter radialer  
10 Vorspannung in einem profilierten Abschnitt des ruhenden  
Maschinenteils (2) angeordnet ist,  
wobei der Nutring hochdruckseitig eine radial äußere und eine radial  
innere Dichtlippe (6, 7) aufweist,  
wobei das ruhende und das bewegliche Maschinenteil (2, 1)  
15 niederdruckseitig durch einen Dichtspalt (15) der Dichtspaltbreite  $B$   
beabstandet sind,  
wobei der Nutring (3) niederdruckseitig mit einer Anlagefläche (13) an  
einem radial orientierten Bereich (14) des profilierten Abschnitts anliegt,  
wobei der Nutring (3) einen Innenradius und einen Außenradius aufweist,  
20  
dadurch gekennzeichnet,  
  
dass sowohl im drucklosen Zustand als auch im druckbeaufschlagten  
Zustand der Innenradius des Nutrings (3) im Bereich der Anlagefläche  
25 (13) größer ist als die Summe von  $R$  und  $B$ .
- 30 2. Dichtungsanordnung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass  
sich im drucklosen Zustand der Innenradius des Nutrings (3) von der  
Niederdruckseite  $N$  zur inneren Dichtlippe (7) hin in einem Bereich um  
die Anlagefläche (13) verkleinert, insbesondere stetig verkleinert.

3. Dichtungsanordnung nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass sich im drucklosen Zustand der Innenradius des Nutrings (3) von der Niederdruckseite N zur inneren Dichtlippe (7) hin in einem Bereich von der Anlagefläche (13) bis zur inneren Dichtlippe (7) stetig verkleinert, insbesondere konusförmig.
- 5
4. Dichtungsanordnung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass im drucklosen Zustand eine Außenkante (18) des Nutrings (3) in einem dem Dichtspalt (15) zugewandten Bereich konvex, insbesondere kreisbogenförmig ausgebildet ist.
- 10
5. Dichtungsanordnung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass der Nutring (3) eine dem beweglichen Maschinenteil (1) abgewandte Außenfläche (21) aufweist, die im drucklosen Zustand konkav gekrümmt ist.
- 15
6. Dichtungsanordnung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass sich im drucklosen Zustand der Außenradius des Nutrings (3) von der Niederdruckseite N zur äußeren Dichtlippe (6) hin in einem Bereich um die Anlagefläche (13) vergrößert, insbesondere stetig vergrößert.
- 20
7. Dichtungsanordnung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass der Nutring (3) eine dem beweglichen Maschinenteil (1) abgewandte Außenfläche (21) aufweist, und dass im drucklosen Zustand eine Außenkante (20) des Nutrings (3) im Übergangsbereich von Anlagefläche (13) und Außenfläche (21) konvex, insbesondere kreisbogenförmig, ausgebildet ist.
- 25
8. Dichtungsanordnung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass der Nutring (3) eine dem beweglichen
- 30

Maschinenteil (1) zugewandte Innenfläche (24) aufweist, dass die Innenfläche (24) mehrere Schmieraschen aufweist, die als Ausnehmungen (25) in der Innenfläche (24) des Nutrings ausgebildet sind, und dass die radiale Tiefe der Ausnehmungen (25) von der Niederdruckseite N des Nutrings (3) zur inneren Dichtlippe (7) hin abnimmt.

9. Dichtungsanordnung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass der Nutring (3) eine dem beweglichen Maschinenteil (1) zugewandte Innenfläche (24) aufweist, und dass die Innenfläche (24) Mikrostrukturen, insbesondere Kugelkalotten, aufweist.



### **Zusammenfassung**

Bei einer Nutring-Stangendichtung ist der Grundkörper des Nutrings 3  
5 gegenüber einer rechteckigen Querschnittsform im Bereich einer radial inneren,  
niederdruckseitigen Außenkante 18 zurückgesetzt, um einen Freiraum 17  
zwischen dem Nutring 3 und der Mündung, d.h. der Durchgangsöffnung 16  
eines Dichtspalts 15 in eine den Nutring 3 führende rechteckförmige Nut 4 zu  
erhalten. Dieser Freiraum 17 bleibt auch bei Druckbeaufschlagung zumindest  
10 teilweise erhalten, so dass der Nutring 3 bei Druckbeaufschlagung vollständig in  
der Nut 4 verbleibt und nicht in den Dichtspalt 15 extrudiert wird. Dadurch kann  
der Verschleiß am Nutring 3 erheblich reduziert werden.



